

Численные данные (рис.2) показывают быстрое затухание переходных процессов, что свидетельствует о существенном демпфировании колебаний в масляной пленке. Подчеркнем, что ротор теряет устойчивость при  $\tilde{\Omega} = 2110 \text{ рад/с}$ , а режим автоколебаний наблюдается как при меньших, так и больших частотах вращения. Это свидетельствует о жестком возбуждении автоколебаний в рассматриваемой системе.

#### Список литературы:

1. Zhang X. Y. On site testing and analysis of the oil whirl phenomena in national made 200MW stream turbine generator systems / X. Y. Zhang // *Power Industry*. – 1992. – №12. – P.32-37. 2. Позняк Э. Л. Неустойчивые колебания роторов на подшипниках скольжения / Э.Л.Позняк // *Динамика гибких*

роторов. – 1972. – С. 22-29. 3. Олишнев В. И. О собственных частотах ротора на подшипниках скольжения / В.И.Олишнев // *Известия АН СССР*. – 1960. – №3 – С.24-29. 4. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов / Тондл А. – Л.: “Энергия”, 1971. – 386 с. 5. Каринцев И.Б. Статические и динамические характеристики масляной пленки коротких подшипников скольжения/И.Б.Каринцев, Н.Г.Шульженко // *Динамика и прочность машин*. – Харьков. – 1972. – Вып. 16. – С.14-18. 6. Филиппов А.П. Устойчивость колебаний ненагруженного неуровновешенного ротора в коротких опорах жидкостного трения / А.П.Филиппов, Н.Г. Шульженко // *Машиноведение*. – 1973. – №4. – С. 21-28. 7. Овчарова Д.К. Вынужденные колебания ротора на подшипниках скольжения / Д.К.Овчарова, Е.Г. Голоскоков // *Прикладная механика*. – 1975. – №11. – С. 95-99. 8. Ping J.J. On the nonlinear dynamic behavior of a rotor-beam ring system / J.J. Ping, M.Guang, Yi S. Song // *Journal of Sound and Vibration*. – 2004. – № 274. – P.1031-1044.

УДК 621.43

**А.И. Крайнюк, канд. техн. наук, С.В. Алексеев, инж., С.А. Столяров, инж.**

### **ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР КАСКАДНОГО ОБМЕНА ДАВЛЕНИЕМ**

Развитие пневмотранспорта сыпучих грузов, технологических пневмоагрегатов дорожно-строительной и специальной техники предполагает снижение себестоимости при получении сжатого воздуха. Нагнетание воздуха дорогостоящими и сложными по конструкции поршневыми или лопаточными компрессорами, особенно с автономным, например, дизельным, приводом характеризуется большой энергозатратностью. Коэффициент полезного действия компрессора с дизельным двигателем, с учетом потерь преобразования исходной тепловой энергии в механическую в дизеле и механической энергии в располагаемую работу сжатия воздуха, в лучших образцах не превышает значений 0,2 ... 0,21

Значительный резерв снижения энергозатратности при получении сжатого воздуха и упрощения конструкции нагнетателя связывается с использованием устройств прямого преобразования тепловой энергии в сжатый воздух на базе каскадного обменника давления (КОД). Агрегаты, реализующие каскадное сжатие, представляют собой новую разновидность обменников давления, в частности апробируемых в системах наддува двигателей внутреннего сгорания. Сжатие воздуха в КОД, как и в волновом обменнике давления известной системы наддува «Comprex», осуществляется в результате непосредственного контакта со сжимающими газами, однако

с существенным отличием организации рабочего процесса. Принцип действия КОД изложен в работах [1, 2, 3].

Типичная конструкция обменника (рис. 1.) представляет собой ротор с продольными напоробменными ячейками, вращающийся в статоре, в одной из торцевых крышек которого (А), расположены массообменные каналы, а также окна подвода и отвода сжимающего газа, в другой (В) – окна подвода и отвода сжимаемого воздуха. Ротор приводится во вращение с частотой 2000...3000 мин<sup>-1</sup> при помощи электродвигателя или другого привода незначительной мощности. Фотографии основных узлов одной из конструкции КОД показаны на рис. 2.

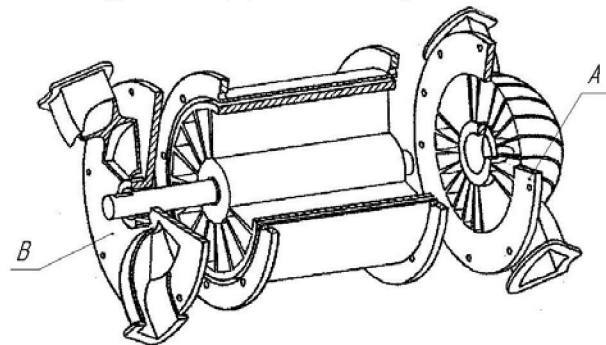


Рис.1. Общий вид каскадного обменника давления

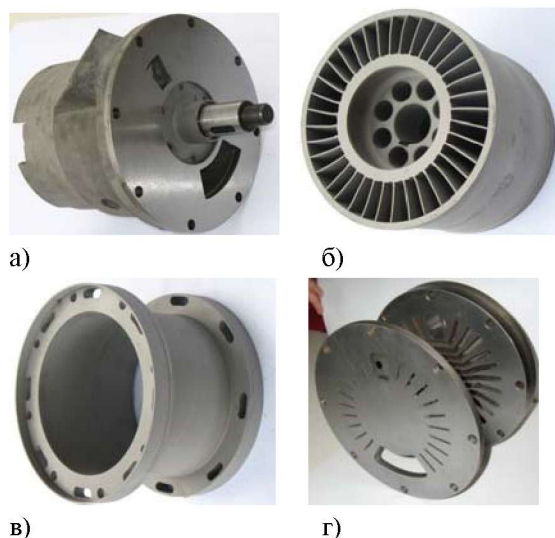


Рис. 2. Основные элементы конструкции опытного образца КОД

*а – статор; б – ротор; в – корпус; г – торцевая крышка со стороны подвода и отвода сжимающего газа*

Высокая эффективность КОД подтверждена стендовыми испытаниями на базе двигателя 6ЧН12/14. Так, при параметрах сжимающего газа  $T_{g1}=800$  К,  $P_{g1}=0,25$  МПа к.п.д. опытной установки КОД достигает 0,84 и на режиме  $T_{g1}=850$  К,  $P_{g1}=0,25$  МПа – 0,86.

Энергетическое совершенство рабочего про-

цесса каскадного обменника реализуется в значительном превышении расхода сжимаемого воздуха относительно сжимающей среды, тем в большей степени, чем выше температура последней.

Отмеченное свойство каскадных обменников положено в основу создания компрессора прямого преобразования тепловой энергии в располагаемую работу сжатого воздуха. В простейшей схеме теплового компрессора часть нагнетаемого воздуха отводится к потребителю, другая – нагревается в источнике подвода теплоты и направляется в окно подвода высокого давления обменника, где используется в качестве сжимающей среды. Уникальная простота и достаточно высокая эффективность одноступенчатого теплового компрессора обуславливает привлекательность его применения в системах воздухообеспечения с максимальным давлением нагнетания до 0,4...0,5 МПа в зависимости от максимальной температуры рабочего цикла  $T_z$ .

Существенно большую напорность и энергетическую эффективность реализует двухступенчатый компрессор каскадного обмена давлением. Схема модернизированного теплового компрессора КОД с промежуточным охлаждением и подогревом сжимаемого воздуха и сжимающей среды показана на рис. 3.

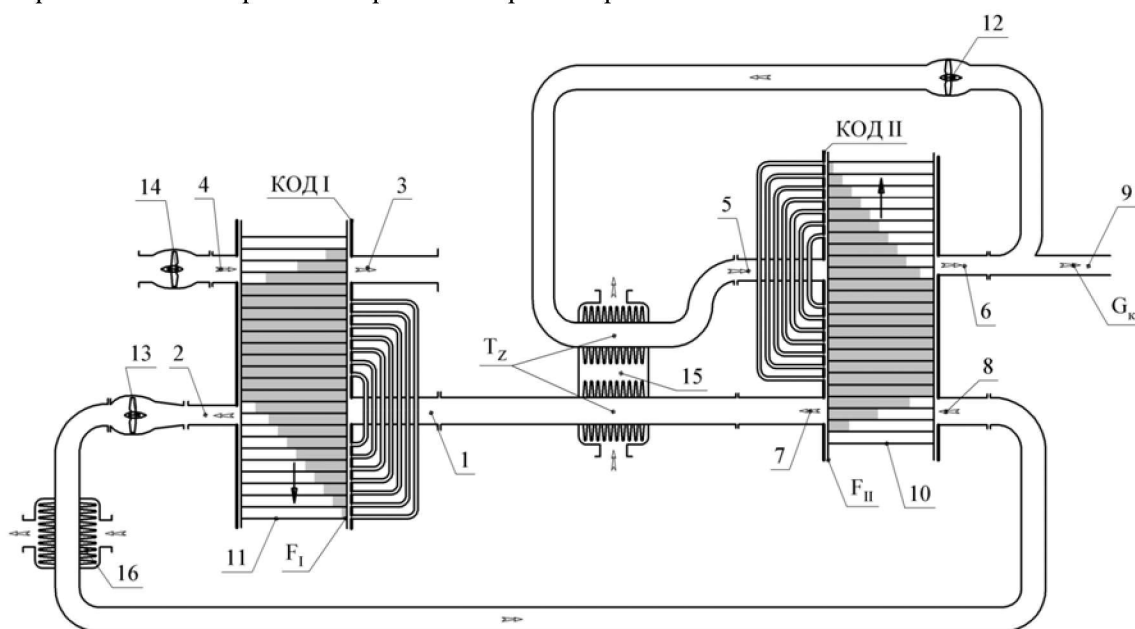


Рис. 3. Принципиальная схема двухступенчатого теплового компрессора КОД.

1, 2, 5, 6 – окна подвода и отвода высокого давления (ПВД и ОВД) соответственно КОД I и КОД II; 3, 4, 7, 8 – окна отвода и подвода отвода низкого давления (ОНД и ПНД) соответственно КОД I и КОД II; 9 – патрубок отбора сжатого воздуха; 10 – ротор КОД II; 11 – ротор КОД I; 12 – вытеснительный вентилятор второй ступени; 13 – вытеснительный вентилятор первой ступени; 14 – продувочный вентилятор; 15 – нагреватель; 16 – охладитель

Нагнетание воздуха в данном устройстве осуществляется в результате последовательного сжатия холодного воздуха и расширения горячего воздуха в агрегатах КОД первой и второй ступеней. При этом соотношения степеней сжатия воздуха в первой и второй ступенях  $\pi_I$ ,  $\pi_{II}$  не является произвольным, поскольку с одной стороны подчинено условию баланса расходов рабочих сред в линиях высокого давления первой ступени и низкого давления второй ступени, с другой – условию обеспечения продувки и вытеснения рабочих сред в ячейках роторов обоих КОД в указанных линиях.

В общем случае соотношения  $\pi_I$  и  $\pi_{II}$  зависят от общей напорности теплового компрессора  $\pi_K$  и максимальной температуры рабочего цикла  $T_z$ .

Несмотря на конструктивную простоту устройства теплового компрессора КОД, газодинамический расчет двухступенчатого теплового компрессора каскадного обмена давлением, включающий поиск режимов совместной работы агрегатов КОД первой и второй ступеней, достаточно трудоемок. Поэтому уточненному расчету рабочего цикла теплового компрессора КОД должен предшествовать предвари-

тельный выбор основных размерных параметров элементов системы, удовлетворяющих условию реализации заданной производительности компрессора.

Ниже приводятся результаты расчета размерных соотношений фронтальных размеров роторов обменников первой и второй ступеней на примере компрессора производительностью  $G_K = 0,1$  кг/с с различной общей напорностью  $\pi_K$ , максимальной температурой цикла  $T_z$  и перепадом давлений, создаваемым вытеснительным вентилятором  $\Delta P_v$ .

Основным способом снижения габаритных размеров теплового компрессора КОД является повышение напорности вытеснительных и продувочных вентиляторов 14, 13, 12 (см. рис. 3.). Основное назначение этих вентиляторов - осуществление циркуляции рабочих сред в контурах низкого и высокого давления обоих обменников. Как видно из приведенных на рис. 4. гистограмм, даже незначительное повышение напорности вытеснительных вентиляторов позволяет значительно уменьшить площадь сечения проточной части ( $F_{PI}$  и  $F_{PII}$ ) роторов обоих КОД.

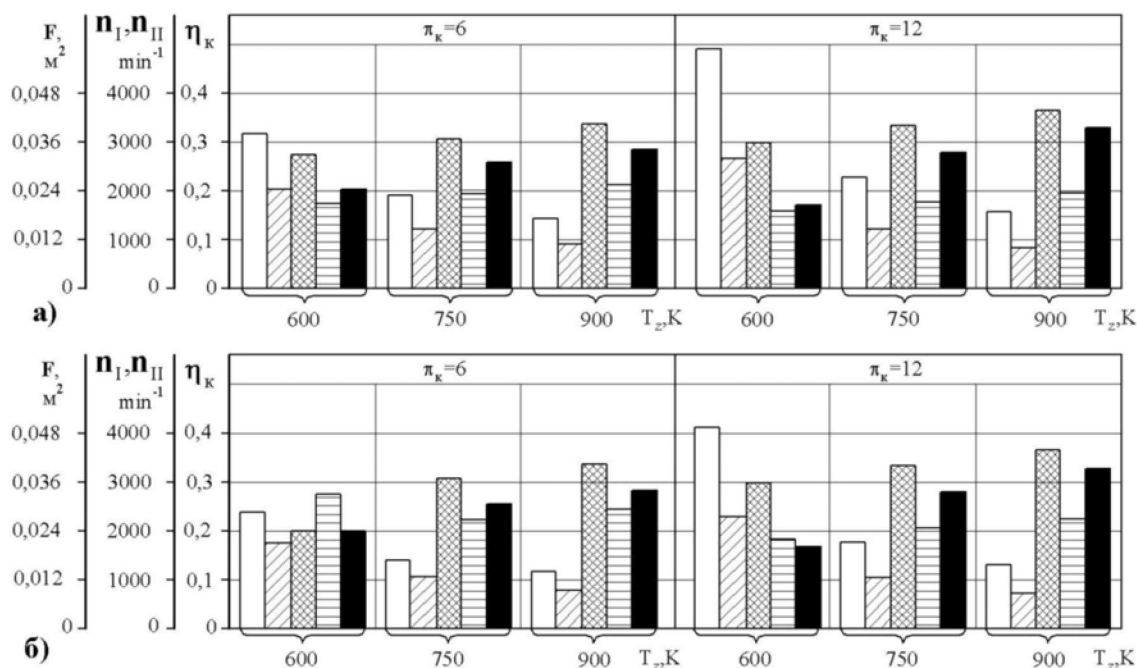


Рис. 4. Сочетание конструктивных и режимных параметров компрессора производительностью  $G_K=0,1$  кг/с КОД для различных условий его работы

а – при напорности вытеснительных вентиляторов первой и второй ступени  $\Delta P_{BI}=\Delta P_{BII}=15$  кПа;

б – при напорности вытеснительных вентиляторов первой и второй ступени  $\Delta P_{BI}=\Delta P_{BII}=20$  кПа;

□ - площадь сечения проточной части ротора КОД I,  $F_{PI}$ ; ▨ - площадь сечения проточной части ротора КОД II,  $F_{PII}$ ; ▤ - частота вращения ротора КОД I,  $n_I$ ; ▥ - частота вращения ротора КОД II,  $n_{II}$ ; ■ - энергетический к. п. д. компрессора,  $\eta_K$

Вместе с тем, повышение  $\Delta P_{В1}$  и  $\Delta P_{В2}$  сопровождается увеличением затрат механической энергии на привод вентиляторов. Таким образом, перепады давлений, создаваемые циркуляционными вентиляторами, по существу являются ключевыми параметрами варьирования при поиске компромисса между размерами и к.п.д. теплового компрессора

Следует впрочем заметить, что начиная с некоторого момента, зависящего от общей размерности и особенности конструктивного исполнения компрессора, дальнейшее снижение  $\Delta P_{В1}$  и  $\Delta P_{В2}$  не сопровождается повышением  $\eta_k$  из-за усиления утечек через торцевые сопряжения роторов в виду увеличения размеров последних.

Весьма заметное влияние на показатели рабочего процесса оказывает максимальная температура цикла  $T_z$ . Повышение  $T_z$  не только способствует существенному увеличению к.п.д., но и обеспечивает снижение фронтальных размеров обменников обеих ступеней. Причем влияние  $T_z$  на  $\eta_k$  усиливается по мере повышения общей напорности компрессора  $\pi_k$ . В свою очередь снижение габаритов обменников при повышении  $T_z$  связано с уменьшением относительного расхода сжимающей среды на сжатие сжимаемого воздуха.

При температуре  $T_z = 900$  К на режиме  $\pi_k=12$  расчетное значение к.п.д. составляет 0,32. В реальном цикле опытной установки теплового компрессора, созданной в лаборатории кафедры ДВС ВГУ им. В. Даля, уже на этапе предварительных испытаний достигнут показатель  $\eta_k=0,28$ . Возможность осуществить рабочий цикл КОД с  $T_z = 900$  К обусловлена циклическим охлаждением роторов КОД в процессе периодического заполнения напорнообменных ячеек ротора КОД воздушным зарядом. Реализуемый тепловым компрессором уровень энергетической эффективности для известных авторам автономных устройств преобразования тепловой энергии в располагаемую работу сжатия воздуха на сегодняшний день является недостижимым, даже в теоретических циклах.

Положительная особенность рабочего цикла двухступенчатого теплового компрессора с промежуточным охлаждением сжимаемого воздуха и промежуточным подогревом сжимающей среды заключается в пологости его гидравлической характеристики (рис. 5).

Причем в случае одновременного регулирования частот вращения  $n_I$  и  $n_{II}$  КОД и напорности  $\Delta P_{В1}$  вытеснительного вентилятора в зависимости от общей напорности компрессора  $\pi_k$  расход нагнетаемого воздуха  $G_k$  и к.п.д. компрессора  $\eta_k$  подвержены незначительному влиянию гидравлического сопротивления потребителя в диапазоне эксплуатационных режимов работы установки, сохраняя существенную зависимость только от максимальной температуры цикла  $T_z$ .

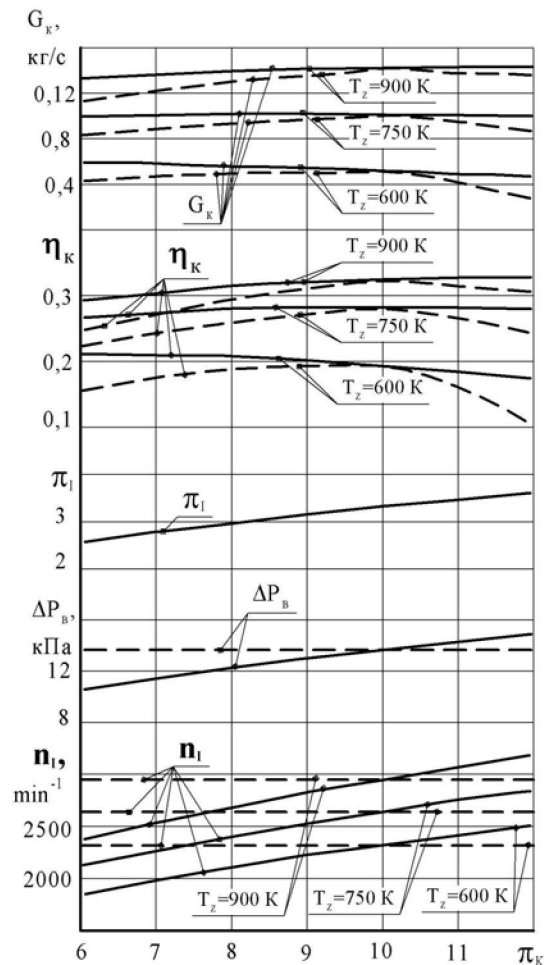


Рис. 5. Нагрузочная характеристика двухступенчатого компрессора КОД  
 --- без регулирования;  
 — с регулированием частоты вращения ротора  $n_I$  КОД и напорности вытеснительного вентилятора первой ступени  $\Delta P_{В1}$

И, наконец, нельзя не отметить выявленную в процессе испытаний опытной конструкции компрессора и ряда опытных образцов агрегатов КОД безотказность работы установки ввиду отсутствия меха-

нических вытеснителей, дискретно управляемых газораспределительных органов, а также относительно низкой частоты вращения ротора КОД.

Высокая энергетическая эффективность и благоприятная гидравлическая характеристика нагнетания двухступенчатого теплового компрессора КОД в сочетании с надежностью конструкции раскрывает перспективность его применения в качестве агрегата воздухооборудования широкого класса теплосиловых установок.

Основной резерв дальнейшего повышения к.п.д. компрессора связан с повышением максимальной температуры цикла  $T_p$ , применением новых жаропрочных материалов (например, углеволоконных полимеров) для изготовления проточных элементов

устройства, а также снижением утечек рабочего тела через торцевые сопряжения соторов.

Более полная информация может быть получена при непосредственном контакте с авторами.

e-mail: [ljangar@rambler.ru](mailto:ljangar@rambler.ru), тел.: +380662128077

#### Список литературы:

1. Ключ О.В. The principle organization of work process unit of cascade compression and its application / О.В.Ключ, А.И.Крайнюк, С.В.Алексеев // Scientific journals Maritime University of Szczecin. – 2008 – 14(80). – С. 25-29.
2. Крайнюк А. И. Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления / А.И.Крайнюк, С. В.Алексеев, М. А.Брянцев // Вісник Східноукраїнського національного університету ім.н-ту імені Володимира Даля.- Луганськ. – 2005. – № 8(90). – С. 176-179.
3. Крайнюк А.И. Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления/ А.И.Крайнюк, А.А.Крайнюк, С.В.Алексеев, М.А.Брянцев// Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 57-62.

УДК 621.431

*В.А. Жуков, канд. техн. наук, Е.Н. Николенко, инж.*

## РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ПОЛОСТЯХ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

### **Введение**

Одним из показателей совершенства конструкции двигателя внутреннего сгорания является его механический КПД, характеризующий не только потери на трение, но и затраты мощности на привод вспомогательных механизмов, в том числе и циркуляционного насоса системы охлаждения. Мощность, затрачиваемая на привод насоса в жидкостных системах охлаждения, определяется режимными параметрами системы, такими как гидравлическое сопротивление контура циркуляции  $\Delta p$  и расход охлаждающей жидкости  $G_{охл.}$ . Снизить затраты энергии на прокачивание теплоносителя и повысить механический КПД двигателя можно тремя способами:

1) Путем конструктивной модернизации системы охлаждения с целью уменьшения местных потерь и потерь на трение. Этот путь требует значительных материальных затрат, которые, по видимому, не будут компенсированы достигнутым повышением эффективности двигателя.

2) Путем уменьшения скорости циркуляции охлаждающей жидкости по системе. Это приведет к снижению интенсивности теплоотвода от охлаждаемых поверхностей и может вызвать перегрев двигателя.

3) Изменением физико-химических свойств охлаждающих жидкостей, определяющих гидродинамические потери. Такое изменение свойств может быть обеспечено за счет введения в охлаждающую жидкость комплексных присадок [1]. Основными целями применения присадок являются обеспечение надежной защиты деталей двигателя от кавитационно-коррозионных разрушений и предотвращение накипобразования в полостях охлаждения. В состав многофункциональных комплексных присадок входят компоненты, способные влиять на гидродинамические свойства жидкостей, такие как поверхностно-активные вещества (ПАВ) и водорастворимые полимеры.

Способ снижения гидравлических потерь путем изменения свойств охлаждающей жидкости является наиболее целесообразным для систем охлаждения двигателей, находящихся в эксплуатации.

### **Формулирование проблемы**

Определение потерь энергии является одним из важнейших вопросов почти любого гидравлического расчета [2]. В гидравлических расчетах приходится иметь дело с двумя видами потерь.

Сопротивления по длине, встречающиеся в чистом виде при течении жидкости по цилиндрическим